

Title of the Invention

エンジンの燃料噴射制御装置及び方法

(1) Field of the Invention

本発明は、吸気バルブの上流側に燃料噴射弁が設けられるエンジンにおける燃料噴射制御装置及び方法に関する。

(2) Related art of the Invention

従来から、エンジンの目標吸入空気量が得られるように、吸気バルブの作動特性を変化させる制御システムが知られている（特開平6-272580号公報参照）。

また、エンジンバルブのバルブリフトをバルブ作動角と共に連続的に変化させるVariable valve Event and Lift機構が知られている（特開2001-012262号公報参照）。

ところで、前記Variable valve Event and Lift機構により吸気バルブのバルブリフトを制御して、エンジンの吸入空気量を調整する場合、吸気バルブのバルブリフトがバルブ作動角と共に小さい状態に制御される。

吸気バルブのバルブリフトが小さくなると、吸気行程時の吸気流れが強くなるため、燃料の微粒化効果が得られる。

しかし、バルブ作動角が小さくなると、吸気バルブの開時間が短くなるため、吸気バルブの開期間内に全ての燃料を噴射できず、吸気バルブの開時期よりも前に燃料噴射を開始させる必要が生じる場合があった。

吸気バルブの開時期よりも前に噴射された燃料は、吸気バルブの上流側に滞留し、これが吸気バルブの開弁直後に一挙にシリンダ内に吸引されることになる。

このため、吸気バルブの開時期よりも前に燃料を噴射すると、シリンダ内の混合気が均一にならないという問題が生じる。

Summary of the Invention

そこで、本発明は、吸気バルブのバルブリフトが低くかつバルブ作動角が小さい状態で、シリンダ内に燃焼安定性に優れた均一の混合気を形成できるようにすることを目的とする。

上記目的達成のため、本発明では、吸気バルブの開時間に応じて、燃料噴射弁

の単位時間当たりの噴射量を可変に制御する構成とした。

The other objects and features of this invention will become understood from the following description with reference to the accompanying drawing.

Brief Explanation of the Drawings

図 1 は、実施例におけるエンジンのシステム図である。

図 2 は、実施例におけるVariable valve Event and Lift機構を示す断面図（図 3 の A－A 断面図）である。

図 3 は、前記Variable valve Event and Lift機構の側面図である。

図 4 は、前記Variable valve Event and Lift機構の平面図である。

図 5 は、前記Variable valve Event and Lift機構に使用される偏心カムを示す斜視図である。

図 6 は、前記Variable valve Event and Lift機構の低リフト制御状態を示す断面図（図 3 の B－B 断面図）である。

図 7 は、前記Variable valve Event and Lift機構の高リフト制御状態を示す断面図（図 3 の B－B 断面図）である。

図 8 は、前記Variable valve Event and Lift機構におけるカム面とバルブリフトとの相関を示す特性図である。

図 9 は、前記Variable valve Event and Lift機構におけるバルブリフトとバルブ作動角との相関を示す特性図である。

図 10 は、前記Variable valve Event and Lift機構における制御軸の駆動機構を示す斜視図である。

図 11 は、実施例における可変バルブタイミング機構を示す縦断面図である。

図 12 は、実施例における吸入空気量制御を示すブロック図である。

図 13 は、実施例における吸入空気量制御を示すブロック図である。

図 14 は、実施例における吸入空気量制御を示すブロック図である。

図 15 は、実施例における燃圧制御装置を示すシステム図である。

図 16 は、バルブリフト特性、吸気行程、噴射期間の相関を示す図である。

図 17 は、実施例における燃圧制御を示すフローチャートである。

図 18 は、実施例における燃料噴射制御を示すフローチャートである。

Preferred Embodiment

図 1 は、車両用エンジンを示す。

図 1 において、エンジン 101 の吸気管 102 には、電子制御スロットル 104 が介装される。

前記電子制御スロットル 104 は、スロットルモータ 103 a でスロットルバルブ 103 b を開閉駆動する構成である。

前記電子制御スロットル 104 及び吸気バルブ 105 を介して、燃焼室 106 内に空気が吸入される。

燃焼排気は、燃焼室 106 から排気バルブ 107 を介して排出され、フロント触媒 108 及びリア触媒 109 で浄化された後、大気中に放出される。

前記排気バルブ 107 は、排気側カム軸 110 に軸支されたカム 111 によって一定のバルブリフト及びバルブ作動角を保って開閉駆動される。

一方、吸気バルブ 105 には、バルブリフトをバルブ作動角と共に連続的に可変制御する V E L (Variable valve Event and Lift) 機構 112、及び、バルブ作動角の中心位相を連続的に可変制御する V T C (Variable valve Timing Control) 機構 113 が設けられる。

尚、排気バルブ 107 にも可変動弁機構が設けられる構成であっても良い。

エンジンコントロールユニット (E C U) 114 は、マイクロコンピュータを内蔵する。

前記エンジンコントロールユニット 114 は、アクセル開度に対応する目標吸入空気量が得られるように、前記電子制御スロットル 104、V E L 機構 112 及び V T C 機構 113 を制御する。

前記エンジンコントロールユニット 114 には、各種センサからの検出信号が入力される。

前記各種センサとして、エンジン 101 の吸入空気量 Q を検出するエアフローメータ 115、アクセル開度を検出するアクセルセンサ 116、クランク軸 120 から回転信号を取り出すクランク角センサ 117、スロットルバルブ 103 b

の開度TVOを検出するスロットルセンサ118、エンジン101の冷却水温度Twを検出する水温センサ119が設けられる。

尚、前記クランク角センサ117から出力される回転信号に基づいてエンジンコントロールユニット114においてエンジン回転速度Neが算出される。

また、各気筒の吸気バルブ105上流側の吸気ポート130には、電磁式の燃料噴射弁131が設けられる。

前記燃料噴射弁131は、前記エンジンコントロールユニット114からの噴射パルス信号によって開弁駆動されると、噴射パルス幅（開弁時間）に比例する量の燃料を噴射する。

図2～図4は、前記VEL機構112の構造を詳細に示すものである。

但し、吸気バルブ105のバルブリフト及びバルブ作動角を連続的に可変制御する機構を、図2～図4に示したものに限定するものではない。

図2～図4に示すVEL機構112は、一対の吸気バルブ105、105と、シリンダヘッド11のカム軸受14に回転自在に支持された中空状のカム軸13（駆動軸）と、該カム軸13に軸支された回転カムである2つの偏心カム15、15（駆動カム）と、前記カム軸13の上方位置に同じカム軸受14に回転自在に支持された制御軸16と、該制御軸16に制御カム17を介して揺動自在に支持された一対のロッカアーム18、18と、各吸気バルブ105、105の上端部にバルブリフター19、19を介して配置された一対のそれぞれ独立した揺動カム20、20とを備えている。

前記偏心カム15、15とロッカアーム18、18とは、リンクアーム25、25によって関係され、ロッカアーム18、18と揺動カム20、20とは、リンク部材26、26によって関係されている。

上記ロッカアーム18、18、リンクアーム25、25、リンク部材26、26が伝達機構を構成する。

前記偏心カム15は、図5に示すように、略リング状を呈し、小径なカム本体15aと、該カム本体15aの外端面に一体に設けられたフランジ部15bとからなり、内部軸方向にカム軸挿通孔15cが貫通形成されていると共に、カム本体15aの軸心Xがカム軸13の軸心Yから所定量だけ偏心している。

また、前記偏心カム 15 は、カム軸 13 に対し前記バルブリフター 19 に干渉しない両外側にカム軸挿通孔 15 c を介して圧入固定されている。

前記ロッカアーム 18 は、図 4 に示すように、略クランク状に屈曲形成され、中央の基部 18 a が制御カム 17 に回転自在に支持されている。

また、基部 18 a の外端部に突設された一端部 18 b には、リンクアーム 25 の先端部と連結するピン 21 が圧入されるピン孔 18 d が貫通形成されている一方、基部 18 a の内端部に突設された他端部 18 c には、各リンク部材 26 の後述する一端部 26 a と連結するピン 28 が圧入されるピン孔 18 e が形成されている。

前記制御カム 17 は、円筒状を呈し、制御軸 16 外周に固定されていると共に、図 2 に示すように軸心 P 1 位置が制御軸 16 の軸心 P 2 から α だけ偏心している。

前記揺動カム 20 は、図 2 及び図 6、図 7 に示すように略横 U 字形状を呈し、略円環状の基端部 22 にカム軸 13 が嵌挿されて回転自在に支持される支持孔 22 a が貫通形成されていると共に、ロッカアーム 18 の他端部 18 c 側に位置する端部 23 にピン孔 23 a が貫通形成されている。

また、揺動カム 20 の下面には、基端部 22 側の基円面 24 a と該基円面 24 a から端部 23 端縁側に円弧状に延びるカム面 24 b とが形成されており、該基円面 24 a とカム面 24 b とが、揺動カム 20 の揺動位置に応じて各バルブリフター 19 の上面所定位置に当接するようになっている。

即ち、図 8 に示すバルブリフト特性からみると、図 2 に示すように基円面 24 a の所定角度範囲 $\theta 1$ がベースサークル区間になり、カム面 24 b の前記ベースサークル区間 $\theta 1$ から所定角度範囲 $\theta 2$ が所謂ランプ区間となり、更に、カム面 24 b のランプ区間 $\theta 2$ から所定角度範囲 $\theta 3$ がリフト区間になるように設定されている。

また、前記リンクアーム 25 は、円環状の基部 25 a と、該基部 25 a の外周面所定位置に突設された突出端 25 b とを備え、基部 25 a の中央位置には、前記偏心カム 15 のカム本体 15 a の外周面に回転自在に嵌合する嵌合穴 25 c が形成されている一方、突出端 25 b には、前記ピン 21 が回転自在に挿通するピ

ン孔 25 d が貫通形成されている。

更に、前記リンク部材 26 は、所定長さの直線状に形成され、円形状の両端部 26 a, 26 b には前記ロッカアーム 18 の他端部 18 c と揺動カム 20 の端部 23 の各ピン孔 18 d, 23 a に圧入した各ピン 28, 29 の端部が回転自在に挿通するピン挿通孔 26 c, 26 d が貫通形成されている。

尚、各ピン 21, 28, 29 の一端部には、リンクアーム 25 やリンク部材 26 の軸方向の移動を規制するスナップリング 30, 31, 32 が設けられている。

上記構成において、制御軸 16 の軸心 P2 と制御カム 17 の軸心 P1 との位置関係によって、図 6, 7 に示すように、バルブリフトが変化することになり、前記制御軸 16 を回転駆動させることで、制御カム 17 の軸心 P1 に対する制御軸 16 の軸心 P2 の位置を変化させる。

前記制御軸 16 は、図 10 に示すような構成により、DC サーボモータ（アクチュエータ）121 によって所定回転角度範囲内で回転駆動されるようになっており、前記制御軸 16 の作動角を前記アクチュエータ 121 で変化させることで、吸気バルブ 105 のバルブリフト及びバルブ作動角が連続的に変化する（図 9 参照）。

図 10 において、DC サーボモータ 121 は、その回転軸が制御軸 16 と平行になるように配置され、回転軸の先端には、かさ歯車 122 が軸支されている。

一方、前記制御軸 16 の先端に一对のステー 123 a, 123 b が固定され、一对のステー 123 a, 123 b の先端部を連結する制御軸 16 と平行な軸周りに、ナット 124 が揺動可能に支持される。

前記ナット 124 に噛み合わされるネジ棒 125 の先端には、前記かさ歯車 122 に噛み合わされるかさ歯車 126 が軸支されており、DC サーボモータ 121 の回転によってネジ棒 125 が回転し、該ネジ棒 125 に噛み合うナット 124 の位置が、ネジ棒 125 の軸方向に変位することで、制御軸 16 が回転されるようになっている。

ここで、ナット 124 の位置をかさ歯車 126 に近づける方向が、バルブリフトが小さくなる方向で、逆に、ナット 124 の位置をかさ歯車 126 から遠ざけ

る方向が、バルブリフトが大きくなる方向となっている。

前記制御軸 1 6 の先端には、図 1 0 に示すように、制御軸 1 6 の作動角を検出するポテンシオメータ式の作動角センサ 1 2 7 が設けられており、該作動角センサ 1 2 7 で検出される実際の作動角が目標作動角に一致するように、前記 ECU 1 1 4 が前記 DC サーボモータ 1 2 1 をフィードバック制御する。

次に、前記 VTC 機構 1 1 3 の構成を、図 1 1 に基づいて説明する。

但し、VTC 機構 1 1 3 を、図 1 1 に示したものに限定するものではなく、クランク軸に対するカム軸の回転位相を連続的に変化させる構成のものであれば良い。

本実施形態における VTC 機構 1 1 3 は、ベーン式の可変バルブタイミング機構であり、クランク軸 1 2 0 によりタイミングチェーンを介して回転駆動されるカムスプロケット 5 1（タイミングスプロケット）と、吸気側カム軸 1 3 の端部に固定されてカムスプロケット 5 1 内に回転自在に収容された回転部材 5 3 と、該回転部材 5 3 をカムスプロケット 5 1 に対して相対的に回転させる油圧回路 5 4 と、カムスプロケット 5 1 と回転部材 5 3 との相対回転位置を所定位置で選択的にロックするロック機構 6 0 とを備えている。

前記カムスプロケット 5 1 は、外周にタイミングチェーン（又はタイミングベルト）が噛合する歯部を有する回転部（図示省略）と、該回転部の前方に配置されて前記回転部材 5 3 を回転自在に収容するハウジング 5 6 と、該ハウジング 5 6 の前後開口を閉塞するフロントカバー、リアカバー（図示省略）とから構成される。

前記ハウジング 5 6 は、前後両端が開口形成された円筒状を呈し、内周面には、横断面台形状を呈し、それぞれハウジング 5 6 の軸方向に沿って設けられる 4 つの隔壁部 6 3 が 90° 間隔で突設されている。

前記回転部材 5 3 は、吸気側カム軸 1 4 の前端部に固定されており、円環状の基部 7 7 の外周面に 90° 間隔で 4 つのベーン 7 8 a, 7 8 b, 7 8 c, 7 8 d が設けられている。

前記第 1 ～第 4 ベーン 7 8 a ～7 8 d は、それぞれ断面が略逆台形状を呈し、各隔壁部 6 3 間の凹部に配置され、前記凹部を回転方向の前後に隔成し、ベーン

78a～78dの両側と各隔壁部63の両側面との間に、進角側油圧室82と遅角側油圧室83を構成する。

前記ロック機構60は、ロックピン84が、回転部材53の最大遅角側の回転位置（基準作動状態）において係合孔（図示省略）に係入するようになっている。

前記油圧回路54は、進角側油圧室82に対して油圧を給排する第1油圧通路91と、遅角側油圧室83に対して油圧を給排する第2油圧通路92との2系統の油圧通路を有し、この両油圧通路91、92には、供給通路93とドレン通路94a、94bとがそれぞれ通路切り換え用の電磁切換弁95を介して接続されている。

前記供給通路93には、オイルパン96内の油を圧送するエンジン駆動のオイルポンプ97が設けられている一方、ドレン通路94a、94bの下流端がオイルパン96に連通している。

前記第1油圧通路91は、回転部材53の基部77内に略放射状に形成されて各進角側油圧室82に連通する4本の分岐路91dに接続され、第2油圧通路92は、各遅角側油圧室83に開口する4つの油孔92dに接続される。

前記電磁切換弁95は、内部のスプール弁体が各油圧通路91、92と供給通路93及びドレン通路94a、94bとを相対的に切り換え制御するようになっている。

前記ECU114は、前記電磁切換弁95を駆動する電磁アクチュエータ99に対する通電量を、ディザ信号が重畳されたデューティ制御信号に基づいて制御する。

例えば、電磁アクチュエータ99にデューティ比0%の制御信号（OFF信号）を出力すると、オイルポンプ47から圧送された作動油は、第2油圧通路92を通過して遅角側油圧室83に供給されると共に、進角側油圧室82内の作動油が、第1油圧通路91を通過して第1ドレン通路94aからオイルパン96内に排出される。

従って、遅角側油圧室83の内圧が高、進角側油圧室82の内圧が低となって、回転部材53は、ベーン78a～78bを介して最大遅角側に回転し、この結

果、吸気バルブ 105 の開期間（開時期及び閉時期）が遅くなる。

一方、電磁アクチュエータ 99 にデューティ比 100 % の制御信号（ON 信号）を出力すると、作動油は、第 1 油圧通路 91 を通って進角側油圧室 82 内に供給されると共に、遅角側油圧室 83 内の作動油が第 2 油圧通路 92 及び第 2 ドレン通路 94 b を通ってオイルパン 96 に排出され、遅角側油圧室 83 が低圧になる。

このため、回転部材 53 は、ベーン 78 a ～ 78 d を介して進角側へ最大に回転し、これによって、吸気バルブ 105 の開期間（開時期及び閉時期）が早くなる。

尚、可変バルブタイミング機構は、上記のベーン式のものに限定されず、特開 2001-041013 号公報や特開 2001-164951 号公報に開示されるように、電磁クラッチ（電磁ブレーキ）の摩擦制動によってクランク軸に対するカム軸の回転位相を変化させる構成の可変バルブタイミング機構や、特開平 9-195840 号公報に開示される油圧によってヘリカルギヤを作動させる方式の可変バルブタイミング機構であっても良い。

次に、前記エンジンコントロールユニット 114 による前記電子制御スロットル 104、VEL 機構 112 及び VTC 機構 113 の制御を、図 12 ～ 図 14 のブロック図に従って説明する。

目標体積流量比演算部 301 では、以下のようにしてエンジン 101 の目標体積流量比 TQH0ST（目標吸入空気量）を演算する。

まず、アクセル開度 APO 及びエンジン回転速度 Ne に対応する要求空気量 Q0 を算出すると共に、アイドル回転速度制御（ISC）で要求される ISC 要求空気量 QISC（アイドル時要求空気量）を算出する。

そして、前記要求空気量 Q0 と ISC 要求空気量 QISC と合計を、全要求空気量 Q として求める。

$$Q = Q0 + QISC$$

次いで、前記全要求空気量 Q を、エンジン回転速度 Ne 及び有効排気量（シリンダ総容積）VOL# で除算することで、目標体積流量比 TQH0ST を演算する。

$$TQH0ST = Q / (Ne \cdot VOL\#)$$

VEL目標角度演算部302では、前記目標体積流量比TQH0ST及びエンジン回転速度Neに基づいて、VEL機構112における制御軸16の目標作動角TGVEL（目標バルブリフト）を演算する。

前記VEL機構112は、前記目標作動角TGVELに基づいて制御される。

ここで、目標体積流量比TQH0STが大きく、かつ、エンジン回転速度Neが高いほど、バルブリフトがより大きくなる目標作動角に設定される

一方、目標体積流量比TQH0STが小さくかつエンジン回転速度Neが低い低リフト領域では、吸気バルブ105の閉タイミングが下死点前となるような目標作動角TGVELが設定される。

但し、バルブリフトの最小限界により、低負荷・低回転側では、目標体積流量比TQH0STに対応する要求値よりも大きなバルブリフト量が設定されるようになっている。

そして、前記過剰分は、後述するようにスロットルバルブ103bの絞り制御によって補正される。

尚、本実施形態では、制御軸16の作動角が大きくなるほど、吸気バルブ105のバルブリフトが大きくなるものとする。

また、VTC目標角度演算部303では、前記目標体積流量比TQH0ST及びエンジン回転速度Neに基づいて、VTC機構113における目標位相角TGVTC（目標進角量）を演算する。

前記VEL機構113は、前記目標位相角TGVTC（目標進角量）に基づいて制御される。

ここで、目標体積流量比TQH0STが大きく、かつ、エンジン回転速度Neが高いほど、目標バルブタイミングが遅角されるようになっている。

即ち、バルブリフト（バルブ作動角）が大きいつきほど、バルブタイミングを遅角することで、吸気バルブの開時期を略一定としつつ、バルブ作動角及びバルブリフトが変化するようになっている。

従って、低負荷・低回転域では、図16に示すような開特性で吸気バルブ105が開閉される。

前記目標作動角TGVELは、バルブ総開口面積演算部304に入力される。

前記バルブ総開口面積演算部304では、前記目標作動角TGVELが、吸気バルブ105の総開口面積に変換される。

前記総開口面積は、吸気バルブ105の開期間におけるバルブ開口面積の積分値である。

前記吸気バルブ105の総開口面積は乗算器312に出力される。

前記乗算器312では、前記総開口面積に、VEL開口面積回転補正演算部313で演算された補正係数を乗算し、有効開口面積TVELAA0として出力する。

前記VEL開口面積回転補正演算部313は、エンジン回転速度Neが高いときほどより大きな補正係数(≥ 1.0)を設定する。

本実施形態におけるVEL機構112では、エンジン回転速度Neが高くなるほど、慣性力によってバルブリフトが目標よりも大きくなってしまう傾向がある。

そのため、目標作動角TGVEL及び目標位相角TGVTCに基づき演算される開口面積と実際の開口面積との間に誤差が生じる。

そこで、前記VEL開口面積回転補正演算部313では、エンジン回転速度Neが高いときほどバルブリフトが目標よりも大きくなってしまう傾向に対応して、補正係数を設定する。

流量損失補正係数演算部314では、前記目標作動角TGVEL（目標バルブリフト量）に基づいて流量損失係数CDを演算する。

そして、乗算器315では、前記有効開口面積TVELAA0に流量損失係数CDを乗算して、バルブリフト量による流量損失の違いに対応した補正を施す。

前記流量損失係数CDによる補正が施された有効開口面積TVELAA0は、除算器316, 317において、有効排気量（シリンダ総容積）VOL#及びエンジン回転速度Neで除算されることで状態量AANVに変換される。

更に、前記状態量AANVが、変換部318において吸気バルブ105の体積流量比TQH0VELに変換される。

尚、前記吸気バルブ105の体積流量比TQH0VELは、スロットルバルブ

103bの全開状態を前提とする値である。

除算器319では、前記目標体積流量比 $TQH0ST$ を前記体積流量比 $TQH0VEL$ で除算することで、前記目標体積流量比 $TQH0ST$ を得るためにスロットルバルブ103bに求められる体積流量比 $QH0$ を算出する。

前記スロットルバルブ103bに求められる体積流量比 $QH0$ は、変換部320で状態量 $AANV$ に変換される。

更に、乗算器321、322で、前記状態量 $AANV$ に有効排気量（シリンダ総容積） $VOL\#$ 及びエンジン回転速度 Ne が乗算されることで、スロットルバルブ103bに求められる開口面積 AA が求められる。

そして、前記開口面積 AA は、変換部323でスロットルバルブ103bの目標角度 $TGTVO$ に変換され、前記電子制御スロットル104が前記目標開度 $TGTVO$ に基づいて制御される。

図15は、上記エンジン101における燃圧制御系を示す図である。

図15において、燃料タンク201には、電動式の燃料ポンプ202が内設される。

前記燃料ポンプ202の吐出口に一端が接続される燃料供給管203の他端は、エンジン101のシリンダヘッド付近にシリンダ列方向に沿って固定される燃料ギャラリーパイプ205に接続される。

これにより、前記燃料ポンプ202により燃料タンク201から吸い込まれた燃料が、前記燃料ギャラリーパイプ205に圧送される。

前記燃料ギャラリーパイプ205には、気筒毎に設けられる燃料噴射弁131a～131d（4気筒エンジンの場合）が接続される。

前記燃料ポンプ202は印加電圧に比例して吐出量に変化する特性である。

前記燃料ギャラリーパイプ205において燃料噴射弁131a～131dに供給される燃料の圧力 P を検出する燃圧センサ211が設けられている。

前記エンジンコントロールユニット114は、前記燃圧センサ211の検出結果が目標燃圧に一致するように、前記燃料ポンプ202の印加電圧をフィードバック制御する。

ここで、前記燃料噴射弁131a～131dによる燃料噴射は、図16に示す

ように、吸気バルブ105の開タイミングが下死点（BDC）前に設定される低バルブリフト状態であっても、前記吸気バルブ105の開期間内で燃料噴射が行われるように、燃料噴射タイミング及び単位時間当たりの噴射量が設定される。

低バルブリフト状態で、吸気バルブ105の開期間内で燃料噴射を行わせることができれば、燃料噴射弁131から噴射される燃料が、低バルブリフトによる強い吸気流れによって微粒化されると共に、吸気行程中に徐々にシリンダ内に燃料が吸引されることで、シリンダ内に均一な混合気が形成される。

従って、低負荷・低回転域（低バルブリフト領域）での混合気形成が改善され、燃費及びエミッションの低減を図ることができる。

吸気バルブ105の開時間が短い状態において、開期間内で要求燃料量を噴射させるには、燃料噴射弁131における単位時間当たりの噴射量を大きくする必要がある。

燃料噴射弁131における単位時間当たりの噴射量を大きくする方法としては、燃料噴射弁131として大型のものをを用いる方法や、燃料噴射弁131に供給される燃圧を低バルブリフト時に適合させて予め高く設定する方法がある。

しかし、燃料噴射弁131に供給される燃圧を、吸気バルブ105のバルブリフト（バルブ作動角）及びエンジン回転速度 N_e に応じて変化する吸気バルブ105の開弁時間に応じて可変に設定することがより好ましい。

以下に、前記燃圧を吸気バルブ105の開弁時間に応じて設定する燃料噴射制御を示す。

図17のフローチャートは、前記エンジンコントロールユニット114による燃料ポンプ202の制御を示すものである。

ステップS111では、前記VEL機構112で制御される吸気バルブ105のバルブリフト（バルブ作動角）とエンジン回転速度 N_e とに応じて予め目標燃圧を記憶したマップを参照し、そのときのバルブリフト（バルブ作動角）及びエンジン回転速度 N_e に対応する目標燃圧を検索する。

尚、前記マップからの目標燃圧の検索においては、マップ格子間の状態に対応する目標燃圧を補間演算によって求めることが好ましい。

吸気バルブ105のバルブリフト（バルブ作動角）が一定であるとする、エ

エンジン回転速度 N_e が高くなるほど、吸気バルブ105の開時間が短くなる。

また、エンジン回転速度 N_e を一定とすると、バルブリフト（バルブ作動角）が小さいときほど吸気バルブ105の開時間が短くなる。

前記目標燃圧は、上記吸気バルブ105の開時間の特性に合わせて設定されており、開時間が短くなるときほど目標燃圧がより高い値に設定される。

前記目標燃圧が高くなると、それだけ燃料噴射弁131における単位開弁時間当たりの噴射量が多くなり、要求燃料量の噴射に要する噴射時間（噴射パルス幅）が短くなる。

前記目標燃圧としては、吸気バルブ105の開時間内で要求量の燃料を噴射できる最小圧に設定される（図16参照）。

これにより、たとえば、吸気バルブ105の開タイミングが下死点前に設定されるバルブ作動角の小さい状態（低バルブリフト領域）であって、かつ、エンジン回転速度 N_e が高く、吸気バルブ105の開時間が短い場合であっても、前記燃料噴射弁による燃料噴射を、吸気バルブ105の開期間内で行わせることが可能となる。

ステップS112では、前記燃圧センサ211で検出される燃圧が前記目標燃圧に一致するように、燃料ポンプ202の印加電圧をフィードバック制御する。

図18のフローチャートは、前記エンジンコントロールユニット114による燃料噴射弁131の制御を示すものである。

ステップS121では、基本燃圧での燃料噴射パルス幅 T_i （噴射時間）を、吸入空気量 Q 、エンジン回転速度 N_e 、冷却水温度 T_w 、バッテリー電圧等に基づいて算出する。

具体的には、吸入空気量 Q 、エンジン回転速度 N_e に基づいて基本噴射パルス幅 T_p を算出し、また、冷却水温度等から補正係数 CO を設定し、更に、バッテリー電圧に基づいて無効噴射パルス幅 T_s を設定する。

そして、噴射パルス幅 T_i を、

$$T_i = T_p \times CO + T_s$$

として算出する。

次のステップS122では、燃圧による噴射パルス幅 T_i の補正值 $CPFUE$

Lを、そのときの燃圧に応じて設定する。

前記補正值C P F U E Lは、基準燃圧（単位開弁時間当たりの噴射量の基準値）に合わせて算出される燃料噴射パルス幅T iを、そのときの燃圧での単位開弁時間当たりの噴射量に適合させるためのものであり、単位開弁時間当たりの噴射量が多くなる燃圧の高いときほど、より小さい値に設定される。

即ち、前記基準燃圧よりも高く、単位開弁時間当たりの噴射量が多いときには、噴射パルス幅T i（噴射時間）をより小さく修正することで、修正後の噴射パルス幅T iで要求量の燃料が噴射されるようにする。

ステップS 1 2 3では、前記補正值C P F U E Lによって前記噴射パルス幅T iを補正して最終的な噴射パルス幅T Iを設定する。

$$T I = (T i - T s) \times C P F U E L + T s$$

前記噴射パルス幅T iは、無効噴射パルス幅T sを含み、要求噴射量に対応する噴射パルス幅（有効噴射パルス幅T e）は $T e = T i - T s$ であるので、前記有効噴射パルス幅 $T e = T i - T s$ に補正值C P F U E Lを乗算した後、あらためて無効噴射パルス幅T sを加算して、最終的な噴射パルス幅T Iを求める。

ステップS 1 2 4では、前記噴射パルス幅T Iの噴射パルス信号を、各気筒の吸気バルブ1 0 5の開時期（吸気行程）に合わせて燃料噴射弁1 3 1に出力する。

具体的には、各気筒の吸気バルブ1 0 5の開時期に合わせて、噴射パルス信号の出力を開始するか、又は、吸気バルブ1 0 5の閉時期直前に燃料噴射が終了するように、噴射パルス幅から噴射開始時期を逆算して、噴射パルス信号を出力させる。

ここで、前記燃料噴射弁1 3 1に供給される燃料の圧力が、V E L機構1 1 2による吸気バルブ1 0 5のバルブリフト（バルブ作動角）及びエンジン回転速度N eに応じて変化する吸気バルブ1 0 5の開弁時間に基づいて変更され、吸気バルブ1 0 5の開時間内で要求量の燃料を噴射できるようにしてある。

従って、吸気バルブ1 0 5の開期間中に、燃料噴射が行われることになる（図1 4参照）。

吸気バルブ1 0 5の開期間内で燃料噴射が行われる構成であれば、全ての燃料

を吸気行程中の吸気流れによって微粒化させることができ、特に、吸気バルブ 105 の閉タイミングが下死点前に設定される低バルブリフト領域では、吸気流れが強くなり、前記微粒化の効果が大きい。

また、吸気バルブ 105 の開時期に同期して噴射を開始し、その後吸気行程内で継続的に燃料がシリンダ内に吸引されることで、シリンダ内に均一な混合気を形成することができ、前記微粒化効果と共に混合気形成が改善され、燃費及びエミッションを低減させることができる。

尚、上記実施形態では、吸気バルブ 105 のバルブリフト及びバルブ作動角を連続的に変化させる V E L 機構 112 を用いる構成としたが、カムの切り換えなどによってバルブリフト及び作動角を段階的に切り換える構成であっても良い。

また、燃圧を変えずに、燃料噴射弁 131 の弁体のリフト特性を吸気バルブ 105 の開時間に応じて変えることで、吸気バルブ 105 の開時間に合わせて、燃料噴射弁 131 の単位時間当たりの噴射量を変える構成であっても良い。

また、低負荷領域（低バルブリフト領域）に限定して、吸気バルブ 105 の開期間内で燃料噴射を行わせる構成とし、吸気バルブ 105 の閉時期が B D C 以降となる高負荷領域（高バルブリフト領域）では、吸気バルブ 105 の開時期よりも前に燃料噴射を開始させる構成としても良い。

The entire contents of Japanese Patent Application NO.2002-191034, filed June 28, 2002 are incorporated herein by reference.

While only selected embodiments have been chosen to illustrate the present invention, it will be apparent to those skilled in the art from this disclosure that various change and modification can be made herein without departing from the scope of the invention as defined in the appended claims.

Furthermore, the foregoing description of the embodiments according to the present invention are provided for illustration only, and not for the purpose of limiting the invention as defined by the appended claims and their equivalents.